

## BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



REC'D 01 DEC 2004  
WIPO PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

**Aktenzeichen:** 103 59 302.0

**Anmeldetag:** 17. Dezember 2003

**Anmelder/Inhaber:** ROBERT BOSCH GMBH, 70469 Stuttgart/DE

**Bezeichnung:** Ventilkörper mit Mehrfachkegelgeometrie am Ventilsitz

**IPC:** F 16 K, F 02 M, F 15 B

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 9. November 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

**PRIORITY  
DOCUMENT**  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

## **Ventilkörper mit Mehrfachkegelgeometrie am Ventilsitz**

5

### Technisches Gebiet

In Kraftstoffeinspritzsystemen, die zum Beispiel an gemischverdichtenden oder selbstzündenden Verbrennungskraftmaschinen eingesetzt werden, kommen heute Magnetventile zur Steuerung der Kraftstoffmenge zum Einsatz. In geschlossenem Zustand der Magnetventile sorgen diese dafür, dass kein Kraftstoff aus einem eingeschlossenen Volumen abströmen kann. Im offenen Zustand wird hingegen der Kraftstoffdurchfluss ermöglicht. Mit derartigen Ventilen müssen zum Beispiel bei Einsatz in Kraftstoffeinspritzanlagen für direkteinspritzende Verbrennungskraftmaschinen hohe Systemdrücke, die in der Größenordnung von mehr als 1500 bar liegen, beherrscht werden. Die an diesen Ventilen ausgebildeten Ventilsitze werden mit Einfachkegel in I-Ventil (nach innen öffnende Anordnung) beziehungsweise A-Ventil (nach außen öffnende Anordnung) -Ausführung gefertigt.

20

### Stand der Technik

Ventile, die in Kraftstoffeinspritzanlagen für selbstzündende Verbrennungskraftmaschinen zum Einsatz kommen, werden bauraumbedingt immer kleiner, wohingegen die zu beherrschenden Systemdrücke eine stark ansteigende Tendenz aufweisen. Dies führt bei derartigen Ventilen zu höheren Belastungen, insbesondere im Ventilsitzbereich. Durch diese höheren Belastungen kann es neben Kavitationseffekten auch zu mechanischem Ventilsitzverschleiß im Dichtbereich kommen. Aus DE 42 38 727 C2 ist ein solches Ventil bekannt.

30

Bei höheren Belastungen sich im Ventilsitzbereich einstellender Verschleiß führt zu einer Änderung des Schaltverhaltens hinsichtlich des Öffnungs- und des Schließvorgangs über die Lebensdauer derartiger Ventile und damit zu einer Drift der Einspritzmenge mit zunehmender Lebensdauer eines Ventils mit Einfachkegel.

35

Beim konventionellen Ventilsitz eines Magnetventils, wie es beispielsweise in Hochdruckeinspritzsystemen eingesetzt wird, sind Ventilnadel und Ventilkörper, in welchem die Ventilnadel geführt ist, in unterschiedlichen Kegelwinkeln gefertigt. Aufgrund dessen ergibt sich eine sich im Ventilsitzbereich einstellende Sitzwinkeldifferenz. Die Sitzwinkeldifferenz bewirkt zum einen eine genau definierte Dichtkante im Neuzustand. Ferner bewirkt

die Sitzwinkeldifferenz bei Ventilsitzen mit Einfachkegeln die Ausbildung eines Dämpfungsspaltes zwischen der Ventilnadel und dem Ventilkörper.

Aufgrund des sich über die Lebensdauer des Magnetventils einstellenden mechanischen Verschleißes im Dichtbereich gleichen sich die Kegelwinkel von Ventilnadel und Ventilkörper mit steigender Betriebsdauer an. Aus einer im Neuzustand des Magnetventils linienförmig verlaufenden Abdichtung (Dichtkante) entsteht im Laufe der Betriebszeit eine im eingelaufenen Zustand flächige Abdichtung. Je nach Konfiguration der aufgrund des Verschleißes sich einstellenden Oberflächenstruktur der Dichtfläche kann diese vom Hochdruck  $p_{HD}$  unterwandert werden. Aufgrund des Übergangs von einer linienförmigen Abdichtung im Neuzustand zu einer flächigen Abdichtung im eingelaufenen Zustand verschiebt sich der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr.}$  von der ursprünglichen Dichtkante in den Verschleißbereich. Dies bedeutet, dass der ursprünglich hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr.}$  abnimmt. Der sich im eingelaufenen Zustand bei flächiger Abdichtung einstellende hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr.Betrieb,DL}$  ist geringer als der hydraulisch wirksame Durchmesser  $d_{hydr.}$  im Neuzustand, wodurch sich die hydraulisch wirksame Fläche verändert. Aufgrund einer Veränderung der hydraulisch wirksamen Fläche im Ventilsitzbereich des Magnetventils ändern sich die an der Ventilnadel angreifenden Kräfteverhältnisse, was zu einer unerwünschten Änderung des Schaltverhaltens des Magnetventils über dessen Lebensdauer führt und so Mengendrift verursacht.

### Darstellung der Erfindung

Um eine möglichst geringe Mengendrift der in den Brennraum einer Verbrennungskraftmaschine einzuspritzenden Kraftstoffmenge über die Lebensdauer zu erreichen, ist es erforderlich, dass der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr.}$  über die Lebensdauer eines Ventils weitestgehend konstant bleibt. Um dies zu erreichen, weist der erfindungsgemäß vorgeschlagene Ventilsitz eines Magnetventils zum Einsatz bei Hochdruckkraftstofffeinspritzsystemen beispielsweise eine Doppelkegel- beziehungsweise Mehrfachkegelgeometrie inklusive Hinterschneidungen auf. Die erfindungsgemäß vorgeschlagene Ausgestaltung eines Ventilsitzes zeichnet sich dadurch aus, dass im Dichtbereich des Ventilsitzes eine Reduzierung und nach dem Dichtbereich (Freibereich) des Ventilsitzes eine Erhöhung der Sitzwinkeldifferenz ausgebildet ist. Die Doppel- beziehungsweise Mehrfachkegelgeometrie führt im Neuzustand des Ventils zu einer flächigen Abdichtung, d.h. einem flächigen Kontaktbereich, da geringe Sitzwinkeldifferenz und Rauigkeit beziehungsweise Ebenheitstoleranzen von Ventilnadel und Ventilkörper dafür sorgen, dass nicht nur die äußere Kante der Ventilnadel auf dem Ventilkörper aufliegt, sondern auch "Rauigkeitsspitzen", die aus der Bearbeitung herrühren, zwischen Ventilnadel und Ventilkörper. Im Neuzustand ist demnach im Unterschied zu den aus dem Stand der Technik bekannten

Ausführungsvarianten mit Einfachkegel kein linienförmiger Dichtbereich (Dichtkante) vorhanden. Aufgrund einer erhöhten Sitzwinkeldifferenz im Freibereich, d.h. hinter dem Dichtbereich liegend, kann eine Begrenzung des sich einstellenden mechanischen Verschleißes erreicht werden. Durch diese Maßnahme wird der hydraulisch wirksame Dichtschleißes erreicht werden.

5 durchmesser  $d_{hydr}$  im Neuzustand verringert und im eingelaufenen Zustand des Ventils stabilisiert. Damit kann der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr}$  über die Lebenszeit des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventils annähernd konstant gehalten werden. Dadurch lässt sich eine Mengendrift der in den Brennraum einer Verbrennungskraftmaschine eingespritzten Kraftstoffmenge und deren Streuung über die Lebensdauer des Ventils reduzieren.

10 Aufgrund des im Wesentlichen konstanten hydraulisch wirksamen Dichtdurchmessers  $d_{hydr}$  kann demzufolge eine Änderung des Schaltverhaltens des mit der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Sitzgeometrie ausgestatteten Ventils in vorteilhafter Weise weitestgehend vermieden werden.

Die erfindungsgemäß vorgeschlagene Ausbildung eines Ventilsitzes als Doppel- oder Mehrfachkegelgeometrie lässt sich insbesondere bei Hochdruckeinspritzsystemen, wie sie an selbstzündenden Verbrennungskraftmaschinen zum Einsatz kommen, vorteilhaft anwenden, bei denen Drücke von mehr als 1500 bar beherrschbar bleiben müssen. Die erfindungsgemäß vorgeschlagene Ausgestaltung des Ventilsitzes kann sowohl bei nach innen öffnenden Ventilen (I-Ventil) als auch bei nach außen öffnenden Ventilen (A-Ventil) Verwendung finden. In einer vorteilhaften Ausgestaltungsvariante bleibt aufgrund von Kegelflächen, die sich beidseits einer Dichtkante erstrecken, im Falle des Verschleißes der Dichtkante der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr}$  unverändert, da der aus der Abplattung der Dichtkante im Betrieb entstehende Sitzangleich gleichzeitig radial nach innen und radial nach außen verläuft. Dadurch entsteht aus einer ursprünglich linienförmigen Abdichtung im Laufe der Lebensdauer des Ventils bei zunehmender Abplattung der Dichtkante eine sich symmetrisch zu beiden Seiten vergrößernde Abdichtfläche, deren Charakteristikum ein konstanter, hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser  $d_{hydr}$  ist.

30

### Zeichnung

35 Anhand der Zeichnung wird die Erfindung nachstehend eingehender beschrieben.

Es zeigt:

Figur 1 eine Ausführungsvariante einer Doppelkegelsitzgeometrie an einem I-Ventil,

Figur 2 eine weitere Ausführungsvariante einer Doppelkegelsitzgeometrie an einem I-Ventil im Ventilsitzbereich,

5 Figur 3 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem I-Ventil mit beidseits der Dichtkante sich erstreckenden Kegelflächen,

Figur 4 eine weitere Ausführungsvariante einer Dichtkante an einem Ventilsitzbereich eines I-Ventils, ebenfalls mit Kegelflächen beidseits der Dichtkante,

10 Figur 5 eine Ausführungsvariante einer Mehrfachkegelgeometrie im Ventilsitzbereich mit in den Ventilkörper eingelassener Tasche,

Figur 6 eine erste Ausführungsvariante einer Mehrfachkegelgeometrie im Ventilsitzbereich eines A-Ventils,

Figur 7 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem A-Ventil,

20 Figur 8 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem A-Ventil mit angeschrägter Ventilkörperdichtfläche,

Figur 9 eine weitere Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß beschaffenen Ventilsitzbereiches mit einer Dichtkante, zu der sich zwei Kegelstumpfflächen erstrecken und

25 Figur 10 eine weitere Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches an einem A-Ventil mit in die Ventilkörperdichtfläche integrierter Tasche.

30

### Ausführungsvarianten

35 Figur 1 zeigt eine Ausführungsvariante der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Mehrfachkegelgeometrie an einem Ventilsitzbereich eines I-Ventils.

Ein Magnetventil 1, so zum Beispiel ein bei Hochdruckeinspritzanlagen für Kraftstoff eingesetztes Diesel-Magnetventil, umfasst einen Ventilkörper 2 und ein in diesem geführtes,

als Ventilnadel 3 ausgebildetes Ventilglied 3. Das Ventilglied 3 und der Ventilkörper 2 sind symmetrisch zu einer Symmetrielinie aufgebaut. Ein Ventilsitzbereich zwischen dem Ventilkörper 2 und der Ventilnadel 3 ist durch Bezugszeichen 5 gekennzeichnet. Durch den Ventilsitzbereich 5 werden im geschlossenen Zustand der Ventilnadel 3 ein Hochdruckbereich 6, in dem ein Hochdruck  $p_{HD}$  herrscht, und ein Niederdruckbereich 7, in dem ein geringerer Druck  $p_{ND}$  herrscht, voneinander getrennt.

In der in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante des Ventilsitzbereiches 5 wird eine Dichtkante 8 durch den Dichtkantendurchmesser 25 ( $d_s$ ) einer ersten Kegelfläche 20 eines Mehrfachkegels 19 definiert. Innerhalb der ersten Kegelfläche 20 ist eine Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet. Die Sitzwinkeldifferenz 18 beträgt lediglich einige Winkelgrade ( $\leq 5^\circ$ ). Im Neuzustand des Ventils 1 fällt der Dichtkantendurchmesser 25  $d_s$  annähernd mit dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14  $d_{hydr., neu}$  zusammen. Aufgrund der erfundungsgemäß an der ersten Kegelfläche 20 ausgebildeten Sitzwinkeldifferenz 18 geht der Kontakt zwischen der Dichtkante 8 und der Sitzfläche 29 im Laufe des Betriebes in einen flächigen Kontakt über, wobei jedoch aufgrund der geringen Sitzwinkeldifferenz 18 sichergestellt ist, dass ein sich im Laufe der Betriebszeit einstellender hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser 15 (gestrichelte Darstellung in Figur 1)  $d_{hydr., Betrieb}$  im Wesentlichen mit dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14  $d_{hydr., neu}$  im Neuzustand übereinstimmt.

Die sich an die erste Kegelfläche 20 anschließende zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 kann mit einer Kegelfläche, deren Winkel innerhalb eines Winkelbereiches 28 (vgl. Darstellung gemäß Figur 1) versehen werden. Durch das Vorsehen der zweiten Kegelfläche 21, die nicht in Kontakt mit der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 tritt, ist sichergestellt, dass die Abdichtwirkung nur zwischen der in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildeten ersten Kegelfläche 20 und der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 auftritt. Dadurch wird die Einlauf- beziehungsweise Verschleißbreite begrenzt.

Der Neigungswinkel, in welchem eine zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 ausgebildet ist, kann in dem durch den Neigungswinkel 28 dargestellten Bereich liegen.

Die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 schließt sich unterhalb der zweiten Umlaufkante 12 an der Ventilnadel 3 an die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 an. Im Zusammenspiel mit der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 wird im geschlossenen Zustand der Ventilnadel 3 sowohl im Neuzustand als auch im eingelaufenen Zustand der Ventilnadel 3 eine flächige Abdichtung des Hochdruckbereiches 6, in welchem Hochdruck  $p_{HD}$  herrscht, vom Niederdruckbereich 7, in dem Niederdruck  $p_{ND}$  herrscht, erreicht. In der Darstellung gemäß Figur 1 ist der Außendurchmesser der Ventilnadel 3 durch Bezugszeichen 24 ( $d_N$ ) angedeutet.

Der in Figur 1 dargestellte Abstand zwischen der ersten Kegelfläche 20 der Ventilnadel 3 und der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 fungiert bei entsprechender Wahl des Kegelwinkels 28 der zweiten Kegelfläche 21 als Dämpfungswinkel, da beim Schließen der Ventilnadel 3 der in dem Spalt befindliche Kraftstoff herausgedrückt werden muss, so dass der Anschlag der ersten Kegelfläche 20 an der Sitzfläche 29 durch den in einem Dämpfungsspalt 10 noch enthaltenen Kraftstoff gedämpft wird.

Figur 2 ist eine weitere Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches an einem I-Ventil zu entnehmen.

10

Der Hochdruckbereich 6, der über den Hochdruckzulauf 23 gespeist wird, ist vom Niederdruckbereich 7, in welchem Niederdruck p<sub>ND</sub> herrscht, durch die erste Kegelfläche 20 der Ventilnadel 3 getrennt.

Im Unterschied zur in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante ist bei der in Figur 2 dargestellten Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß vorgeschlagenen I-Ventils 22 die zweite Kegelfläche 21 nach innen gestülpft, d.h. im Vergleich zur in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante trägt die zweite Kegelfläche 21 keinen Beitrag zur Dämpfung bei.

20 Figur 3 ist die Darstellung einer Mehrfachkegelgeometrie an der Ventilnadel eines I-Ventils zu entnehmen.

Aus der Darstellung gemäß Figur 3 geht hervor, dass die Dichtkante 8 im Neuzustand des Ventils 1 im Dichtkantendurchmesser 25 (d<sub>S</sub>) ausgebildet ist. Der Dichtkantendurchmesser 25 (d<sub>S</sub>) entspricht im Neuzustand des Ventils 1 dem hydraulisch wirksamen Durchmesser d<sub>hydr.neu</sub> (vgl. Bezugszeichen 14). Beidseits der Dichtkante 8 im Ventilsitzbereich 5 erstrecken sich die Kegelflächen 20 und 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19. Die erste Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet, während die zweite Kegelfläche 21, welche sich unterhalb der zweiten Umlaufkante 12 an die erste Kegelfläche 20 anschließt, mit einer weiteren Sitzwinkeldifferenz 27, bezogen auf die Sitzfläche 29 und die zweite Kegelfläche 21 ausgeführt ist. Bei einer sich im Laufe des Betriebes einstellenden Abplattung im Bereich der Dichtkante 8 bei Kontakt mit der dieser gegenüberliegenden Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2, erfolgt ein Sitzangleich simultan radial nach innen und radial nach außen, so dass aufgrund des zunehmenden Einlaufens und des sich einstellenden Verschleißes der hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser d<sub>hydr.</sub> Betrieb im Wesentlichen unverändert bleibt. In der Darstellung gemäß Figur 3 fällt die Dichtkante 8 mit der zweiten Umlaufkante 12 der Ventilnadel 3 zusammen.

Der Darstellung gemäß Figur 4 ist eine Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzes gemäß Figur 3 zu entnehmen.

Im Unterschied zur in Figur 3 dargestellten Ausführungsvariante wird in der Ausführungsvariante gemäß Figur 4 unterhalb der zweiten Kegelfläche 21 eine weitere, dritte Kegelfläche 41 ausgebildet. Die weitere, dritte Kegelfläche 41 begrenzt den möglichen Einlauf- beziehungsweise Verschleißbereich der ersten Kegelfläche 20, so dass sich der Verschleiß nur bis maximal zur zweiten Umlaufkante 12 auszubreiten vermag. Die Funktionsweise des in Figur 4 dargestellten Ventilsitzes ist analog zur Funktionsweise des Ventilsitzes gemäß der Darstellung in Figur 3.

Der Darstellung gemäß Figur 5 ist eine weitere Ausführungsvariante eines erfindungsgemäß beschaffenen Ventilsitzbereiches zu entnehmen.

Im Unterschied zu den in den Figuren 1 bis 4 dargestellten Ausführungsvarianten ist gemäß der in Figur 5 dargestellten Ausführungsvariante an der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 eine Tasche 36 (Freistich) ausgebildet. Die Tasche 36 liegt der zweiten Umlaufkante 12 gegenüber, welche die erste Kegelfläche 20 von der zweiten Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 trennt. Die Aufgabe der in der Sitzfläche 29 ausgebildeten Tasche 36 liegt darin, den bei Kontakt der ersten Kegelfläche 20 mit der Sitzfläche 29 auftretenden Verschleiß, auf die Kegelfläche 20 zu begrenzen.

Die erste Kegelfläche 20 ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet, während die zweite Kegelfläche 21 unterhalb der zweiten Umlaufkante 12 an der Ventilnadel 3 einen Kegelwinkel 27 aufweist, der höher ist als die Sitzwinkeldifferenz 18 der ersten Kegelfläche 20. Auch in diesem Falle fällt der Dichtkantendurchmesser 25 ( $d_s$ ) mit dem Außendurchmesser der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 zusammen. Der Nadeldurchmesser 24 ( $d_N$ ) der Ventilnadel 3 entspricht gleichzeitig dem Führungsdurchmesser des Ventilkörpers 2. Auch mit der in Figur 5 dargestellten Ausführungsvariante eines I-Ventils 22 lässt sich ein nahezu konstanter hydraulischer Dichtdurchmesser im Neuzu- stand im Vergleich zum eingelaufenen Zustand des Ventilsitzes erreichen.

Während in den erfindungsgemäßen Ausführungsvarianten in den Figuren 1 bis 5 I-Ventilsitze 22 beschrieben werden, d.h. Ventile, die nach innen öffnen, werden in den nachfolgend skizzierten Ausführungsvarianten A-Ventile beschrieben. Bei den mit Bezugssymbolen 22 bezeichneten I-Ventilen öffnet die Ventilnadel 3 in Richtung auf den Hochdruckzulauf 23 und gibt eine Strömungsverbindung zwischen dem Hochdruckbereich 6 und dem Niederdruckbereich 7 frei. Demgegenüber handelt es sich bei den nachfolgend beschriebenen, gemäß der Figuren 6 bis 10 gestalteten Ausführungsvarianten um

A-Ventile, bei denen die Ventilnadel 3 in Bezug auf den Hochdruckzulauf 23 in den Hochdruckbereich 6 von diesem weg, d.h. nach außen, öffnet.

5 Figur 6 zeigt eine erste Ausführungsvariante eines Ventilsitzbereiches für ein A-Ventil mit einem nach außen öffnenden Ventilkörper.

Das in Figur 6 dargestellte Magnetventil 1 umfasst den Ventilkörper 2, an welchem die Sitzfläche 29 ausgebildet ist. Über einen den Ventilkörper 2 des Magnetventils 1 durchziehenden Hochdruckzulauf 23 strömt unter hohem Druck stehender Kraftstoff dem Hochdruckbereich 6 zu, in welchem Hochdruck  $p_{HD}$  herrscht. Die Ventilnadel 3 des Magnetventils 1 ist symmetrisch zur Symmetrielinie 4 aufgebaut. Eine erste Umlaufkante der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 ist mit Bezugszeichen 32 gekennzeichnet, während eine weitere, zweite Umlaufkante der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 mit Bezugszeichen 33 bezeichnet ist. Im Ventilsitzbereich 5, der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 gegenüberliegend, ist die Mehrfachkegelgeometrie 19 ausgebildet, die eine erste Kegelfläche 20 sowie eine zweite Kegelfläche 21 umfasst. Die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet, während die zweite Kegelfläche 21, die sich entlang der ersten Umlaufkante 32 der Ventilnadel 3 an die erste Kegelfläche 20 anschließt, in einem im Vergleich zur Sitzwinkeldifferenz 18 größeren Kegelwinkel 27 ausgebildet ist. Im in Figur 6 dargestellten geöffneten Zustand der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 sind der Hochdruckbereich 6 und der Niederdruckbereich 7, in welchem Niederdruck  $p_{ND}$  herrscht, miteinander verbunden. Der Dichtkantendurchmesser 25  $d_S$  entspricht weitgehend dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser  $d_{hydr.,neu}$  14 im Neustand des Ventils 1. Während die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 in einer Sitzwinkeldifferenz 18 ausgebildet ist, verläuft die zweite Kegelfläche 21 in einer weiteren Sitzwinkeldifferenz 27, welche größer gewählt ist als die Sitzwinkeldifferenz 18 der ersten Kegelfläche 20. Dadurch ist der Verschleißbereich an der Ventilnadel 3 auf den Bereich zwischen der Dichtkante 8 und der ersten Umlaufkante 32 an der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 eingegrenzt. Dieser Bereich (vgl. Bezugszeichen 9) kennzeichnet den Einlauf- beziehungsweise Verschleißbereich zwischen der Sitzfläche 29 am Ventilkörper 2 und der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19.

30 Die Dichtkante 8 ist bei dem in Figur 6 dargestellten A-Ventil 37 an der Kante der Sitzfläche 29, der ersten Kegelfläche 20 gegenüberliegend, ausgebildet.

35

Figur 7 zeigt eine weitere Ausführungsvariante eines A-Ventils mit einer Ventilnadel, an der eine Mehrfachkegelgeometrie ausgebildet ist.

Im Unterschied zur in Figur 6 dargestellten Ausführungsvariante der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ausgestaltung des Ventilsitzbereiches 5 befindet sich am Ventilkörper 2 eine taschenförmig konfigurierte Ausnehmung. Innerhalb der Ausnehmung des Ventilkörpers 2, in welche der Hochdruckzulauf 23 mündet, ist die Dichtkante 8 an der Sitzfläche 29 ausgebildet. Die Dichtkante 8 liegt auch in der in Figur 7 dargestellten Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches 5 am Magnetventil 1 der ersten Kegelfläche 20 gegenüber. Die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 verläuft in Bezug auf die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 mit der Sitzwinkeldifferenz 18. An die erste Umlaufkante 32 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 des Magnetventils 1 schließt sich die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 an, die im Vergleich zur ersten Kegelfläche 20 im Kegelwinkel (27) ausgebildet ist. Die erste Kegelfläche 20 bildet eine Dichtfläche 17, wohingegen die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 aufgrund des größeren Kegelwinkels 27 eine Freifläche zur Begrenzung des Verschleißes darstellt.

Aufgrund der Ausbildung einer Tasche im Hochdruckbereich 6 zwischen Ventilkörper 2 und Ventilnadel 3 fallen in der Ausführungsvariante gemäß Figur 7 der Durchmesser  $d_N$  24 der Ventilnadel 3 und der Sitzdurchmesser  $d_S$  25 nicht zusammen, sondern der Sitzdurchmesser  $d_S$  25 übersteigt den Nadeldurchmesser  $d_N$  24 der Ventilnadel 3. Im Vergleich zur in Figur 6 dargestellten Ausführungsvariante des A-Ventils 37 ist die Dichtkante 8 gemäß der Ausführungsvariante in Figur 7 um das Maß der Taschentiefe im Ventilkörper 2 nach außen verschoben, so dass sich im Vergleich zur Ausführungsvariante gemäß Figur 6 ein größerer Sitzdurchmesser  $d_S$  25 einstellt.

Im Neuzustand des Ventils 1 fällt der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr., neu}$  des Ventils annähernd mit dem Dichtkantendurchmesser 25 ( $d_S$ ) zusammen. Im Laufe des Betriebes des Ventils verschiebt sich der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser 25,  $d_{hydr., Betrieb}$  hingegen nur unwesentlich, wie in der Darstellung gemäß Figur 7 gestrichelt ange deutet.

In der in Figur 7 dargestellten Ausführungsvariante an einem A-Ventil 37 liegt die Dichtkante 8 etwa der Mitte der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 gegenüber, die die Sitzwinkeldifferenz 18 aufweist. Die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 fungiert als Dichtfläche, während die zweite Kegelfläche 21 mit der Sitzwinkeldifferenz 27, bezogen auf die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 als Freifläche dient.

Figur 8 zeigt eine Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches mit einer an der Sitzfläche des Ventilkörpers ausgebildeten Schrägläche.

Im Unterschied zu den sich auf ein A-Ventil 37 beziehenden Ausführungsvarianten gemäß der Figuren 6 und 7, an welche die Sitzfläche 29 durchgängig verläuft, ist an der Sitzfläche 29 gemäß der in Figur 8 dargestellten Ausführungsvariante eine um einen Winkel zur Sitzfläche 29 geneigt ausgebildete Fase 38 vorgesehen. Der Übergang der Sitzfläche 29 Fase 38 bildet die Dichtkante 8 am Ventilkörper 2. Analog zu den in Figuren 6 und 7 dargestellten Mehrfachkegelgeometrien 19 an der Ventilnadel 3 sind an der in Figur 8 dargestellten Ventilnadel 3 die erste Kegelfläche 20 sowie die zweite Kegelfläche 21 ausgebildet, die voneinander abweichende Kegelwinkel 18 beziehungsweise 27 aufweisen, d.h. nämlich die Sitzwinkeldifferenz 18 und die Winkeldifferenz 27 der ersten Kegelfläche 21. Der Dichtkantendurchmesser 25 ( $d_s$ ) ist identisch mit dem hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser  $d_{hydr., neu}$  im Neuzustand. Im Laufe des Betriebes breitet sich der Einlauf beziehungsweise Verschleißbereich radial nach innen sowie radial nach außen verlaufend aus, so dass der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr. Betrieb}$  konstant bleibt.

Die erste Kegelfläche 20 und die zweite Kegelfläche 21 sind durch die erste Umlaufkante 32 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 voneinander getrennt. Die zweite Umlaufkante 33 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 bildet die Begrenzung der zweiten Kegelfläche 21 an der Ventilnadel 3. Die Übergangsstelle, an welcher die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 in die Fase 38 übergeht, bildet die Dichtkante 8.

In der in Figur 8 dargestellten Position der Ventilnadel 3 im Ventilkörper 2 sind der Hochdruckzulauf 23, der in den Hochdruckbereich 6 mündet, und der Niederdruckbereich 7, in dem Niederdruck  $p_{ND}$  herrscht, miteinander verbunden, so dass über den Hochdruckzulauf 23 Kraftstoff über den Hochdruckbereich 6 in den Niederdruckbereich 7 des Magnetventils 1 einströmt.

Figur 9 ist eine weitere Ausführungsvariante einer nach außen öffnenden Ventilnadel zu entnehmen.

Die Dichtkante 8 der Ventilnadel 3 liegt in der ersten Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 und ist in der Sitzwinkeldifferenz 18 und 18a ausgebildet. Beidseits der Dichtkante 8 in Bezug auf die Ventilnadel 3 radial nach innen beziehungsweise radial nach außen verlaufend, weist die erste Kegelfläche 20 Sitzwinkeldifferenzen 18 und 18a auf. Schlägt die Dichtkante 8 im Betrieb der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 des A-Ventils 37 an der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 an, so verläuft aufgrund der Sitzwinkeldifferenzen 18 und 18a beidseits, die Abplattung der Dichtkante 8 symmetrisch an der ersten Kegelfläche 20, d.h. symmetrisch radial nach außen sowie symmetrisch radial nach innen. Dadurch wird im Betrieb des Magnetventils 1 eine gleichmäßig verlaufende Abplattung an der Dichtkante 8 erreicht. Die Begrenzung des Einlauf- beziehungsweise Verschleißberei-

ches 9 erfolgt bei der in Figur 9 dargestellten Ausführungsvariante des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Ventilsitzbereiches 5 dadurch, dass die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 einen spitzeren Kegelwinkel hat, verglichen zur ersten Kegelfläche 20.

5

Im Neuzustand des Ventils 1 gemäß der Ausführungsvariante nach Figur 9 fallen der Dichtkantendurchmesser 25 der Dichtkante 8 an der Ventilnadel 3 und der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr., neu}$  14 zusammen. Im Laufe des Betriebes stellt sich ein hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser  $d_{hydr., Betrieb}$  15 ein, der sich nur unwesentlich vom hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14 im Neuzustand des Ventils 1 unterscheidet.

10

Die Begrenzung der als Freifläche dienenden zweiten Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 der Ventilnadel 3 bildet die zweite Umlaufkante 32 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3. In der Position der Ventilnadel 3 gemäß Figur 9 stehen der Hochdruckzulauf 23 des Ventilkörpers 2, der Hochdruckbereich 6, in welchem Hochdruck  $p_{HD}$  herrscht sowie der Niederdruckbereich 7, in welchem Niederdruck  $p_{ND}$  herrscht, miteinander in Strömungsverbindung.

20

Figur 10 schließlich zeigt eine Ausführungsvariante eines A-Ventils mit einer im Ventilkörper in der Sitzfläche ausgebildeten Tasche.

Gemäß der in Figur 10 dargestellten erfindungsgemäßen Ausführungsvariante des Ventilsitzbereiches 5 weist die Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 eine taschenförmig konfigurierte Ausnehmung 36 auf.

25

Die Tasche 36, die in der Sitzfläche 29 des Ventilkörpers 2 ausgebildet ist, hat die Funktion, den Einlauf-/Verschleißbereich 9 auf den Bereich zwischen der Dichtkante 8 am Ventilkörper 2 und die erste Kegelfläche 20 der Mehrfachkegelgeometrie 19 zu begrenzen. Die gleiche Funktion an der Ventilnadel 3 wird durch die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 erfüllt, da der Kegelwinkel der zweiten Kegelfläche 21 spitzer verläuft als der der ersten Kegelfläche 20.

30

Die Ventilnadel 3 des nach außen öffnenden A-Ventils 37 weist die Mehrfachkegelgeometrie 19 auf, die erste Kegelfläche 20 sowie die zweite Kegelfläche 21 umfassend.

35

Die zweite Kegelfläche 21 der Mehrfachkegelgeometrie 19 der nach außen öffnenden Ventilnadel 3 ist mit der weiteren Sitzwinkeldifferenz 27 ausgebildet. Die erste Kegelfläche 20 wird durch die erste Umlaufkante 32 begrenzt, an der die erste Kegelfläche 20 in die zweite Kegelfläche 21 übergeht, welche durch die zweite Umlaufkante 33 begrenzt ist. Bei der in

Figur 10 dargestellten Ausführungsvariante eines nach außen öffnenden A-Ventils 37 ist der Einlauf-/Verschleißbereich 9 auf die zwischen der Dichtkante 8 und der taschenförmigen Ausnehmung 36 liegenden Teil der Sitzfläche 29 sowie auf die erste Kegelfläche 20 begrenzt.

5

Im Neuzustand des in Figur 10 dargestellten, nach außen öffnenden A-Ventils 37 fällt der hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr., neu}$  (vgl. Position 14) mit dem Durchmesser der Dichtkante 8 im Ventilkörper 2 zusammen. Der sich nach einer Betriebszeit einstellende hydraulisch wirksame Dichtdurchmesser  $d_{hydr., Betrieb}$  (vgl. Bezugszeichen 15) unterscheidet sich nur unwesentlich vom hydraulisch wirksamen Dichtdurchmesser 14  $d_{hydr., neu}$  des nach außen öffnenden A-Ventils 37, so dass sich auch nach längerem Betrieb des nach außen öffnenden A-Ventils 37 am Ventilsitzbereich 5 keine unzulässigen, das Schließ- beziehungsweise Öffnungsverhalten des nach außen öffnenden A-Ventils 37 negativ beeinflussenden Kräfte aufgrund der Veränderung hydraulischer Flächen einzustellen vermögen. Dadurch ist die Reproduzierbarkeit sowohl von Einspritzmengen als auch von Öffnungs- und Schließzeitpunkten gewährleistet.

20

Bezugszeichenliste

- 1 Magnetventil
- 2 Ventilkörper
- 5 3 Ventilnadel
- 4 Symmetrielinie
- 5 Ventilsitzbereich
- 6 Hochdruckbereich ( $p_{HD}$ )
- 7 Niederdruckbereich ( $p_{ND}$ )
- 10 8 Dichtkante
- 9 Einlauf-/Verschleißbereich
- 10 Dämpfungsspalt
- 11 erste Umlaufkante
- 12 zweite Umlaufkante
- 13 Kegelfläche Ventilnadel
- 14 hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser  $d_{hydr, neu}$
- 15 hydraulisch wirksamer Dichtdurchmesser  $d_{hydr, Betrieb}$
  
- 18 Sitzwinkeldifferenz (von Dichtkante nach innen)
- 20 18a Sitzwinkeldifferenz (von Dichtkante nach außen)
- 19 Mehrfachkegelgeometrie
- 20 erste Kegelfläche
- 21 zweite Kegelfläche
- 22 I-Ventilsitz
- 25 23 Hochdruckzulauf
- 24 Durchmesser Ventilnadel ( $d_N$ )
- 25 Dichtkantendurchmesser ( $d_S$ )
  
- 27 weitere Sitzwinkeldifferenz zwischen Sitzfläche 29 und zweiter Kegelfläche 21
- 30 28 Winkelbereich
- 29 Sitzfläche Ventilkörper 2
  
- 32 erste Umlaufkante Ventilnadel
- 33 zweite Umlaufkante Ventilnadel
  
- 35 36 Freistich
- 37 A-Ventilsitz
- 38 Fase
- 40 dritte Umlaufkante Ventilnadel

- 41 dritte Kegelfläche
- 42 weitere Kegelfläche

Patentansprüche

1. Ventil zum Steuern von unter hohem Druck stehenden Flüssigkeiten mit einem Ventilsitzbereich (5), an welchem ein Hochdruckbereich (6, 23) und ein Niederdruckbereich (7) miteinander verbindbar oder voneinander trennbar sind, und mit einem Ventilkörper (2), an welchem eine Sitzfläche (29) für ein kegelförmiges Ventilglied (3) ausgebildet ist, wobei die Sitzfläche (29) im Ventilkörper (2) geneigt verläuft, dadurch gekennzeichnet, dass das kegelförmige Ventilglied (3) eine Mehrfachkegelgeometrie (19) im Ventilsitzbereich (5) aufweist, mit mindestens einer ersten Kegelfläche (20) und einer zweiten Kegelfläche (21), wobei die erste Kegelfläche (20) eine Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) zur Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) aufweist.
2. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Kegelfläche (21) der Mehrfachkegelgeometrie (19) einen die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) der ersten Kegelfläche (20) übersteigende, weitere Sitzwinkeldifferenz (27) aufweist.
3. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilnadel (3) das Ventilglied eines nach innen öffnenden Ventils (22) oder eines nach außen öffnenden Ventils (37) darstellt.
4. Ventil gemäß Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) mit einer Umlaufkante (11, 12; 32, 33) der Ventilnadel (3) zusammenfällt und sich von der Dichtkante (8) Kegelflächenabschnitte radial nach innen und radial nach außen erstrecken, die zur Sitzfläche (29) im Ventilkörper (2) unterschiedliche Sitzwinkeldifferenzen (18, 18a) aufweisen.
5. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) zwischen der ersten Kegelfläche (20) und der Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) weniger als 5° beträgt.
6. Ventil gemäß der Ansprüche 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, dass in der Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) des nach innen öffnenden Ventils (22) oder in der Sitzfläche (29) des nach außen öffnenden Ventils (37) eine taschenförmige Ausnehmung (36) ausgebildet ist.
7. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) mit einer der Umlaufkanten (11, 12; 32, 33) der Mehrfachkegelgeometrie (19) zusammenfällt und zwischen der ersten Kegelfläche (20) und der zweiten Kegelfläche (21) angeordnet ist.

8. Ventil gemäß Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) an der ersten Kegelfläche (20) sich radial nach außen erstreckend ausgeführt ist.
- 5 9. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) als Kante einer Sitzfläche (29) des Ventilkörpers (2) ausgebildet ist.
- 10 10. Ventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtkante (8) zwischen der Sitzfläche (29) und einer am Ventilkörper (2) ausgebildeten Fase (38) liegt, wobei die Fase (38) die Sitzwinkeldifferenz (18, 18a) zur Sitzfläche (29) aufweist.

Zusammenfassung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Ventil (1) zum Steuern von unter hohem Druck stehenden Flüssigkeiten mit einem Ventilsitzbereich (5), an welchem ein Hochdruckbereich (6, 5 23) und ein Niederdruckbereich (7) miteinander verbindbar oder voneinander trennbar sind. An einem Ventilkörper (2) ist eine Sitzfläche (29) für ein kegelförmiges Ventilglied (3) ausgebildet, wobei die Sitzfläche (29) im Ventilkörper (2) geneigt verläuft. Das kegelförmige Ventilglied (3) weist eine Mehrfachkegelgeometrie (19) im Ventilsitzbereich (5) auf, mit mindestens einer ersten Kegelfläche (20) und einer zweiten Kegelfläche (21), die 10 voneinander verschiedene Kegelwinkel (18, 18a, 27, 28) aufweisen.

(Figur 1)



1 / 6

Fig. 1

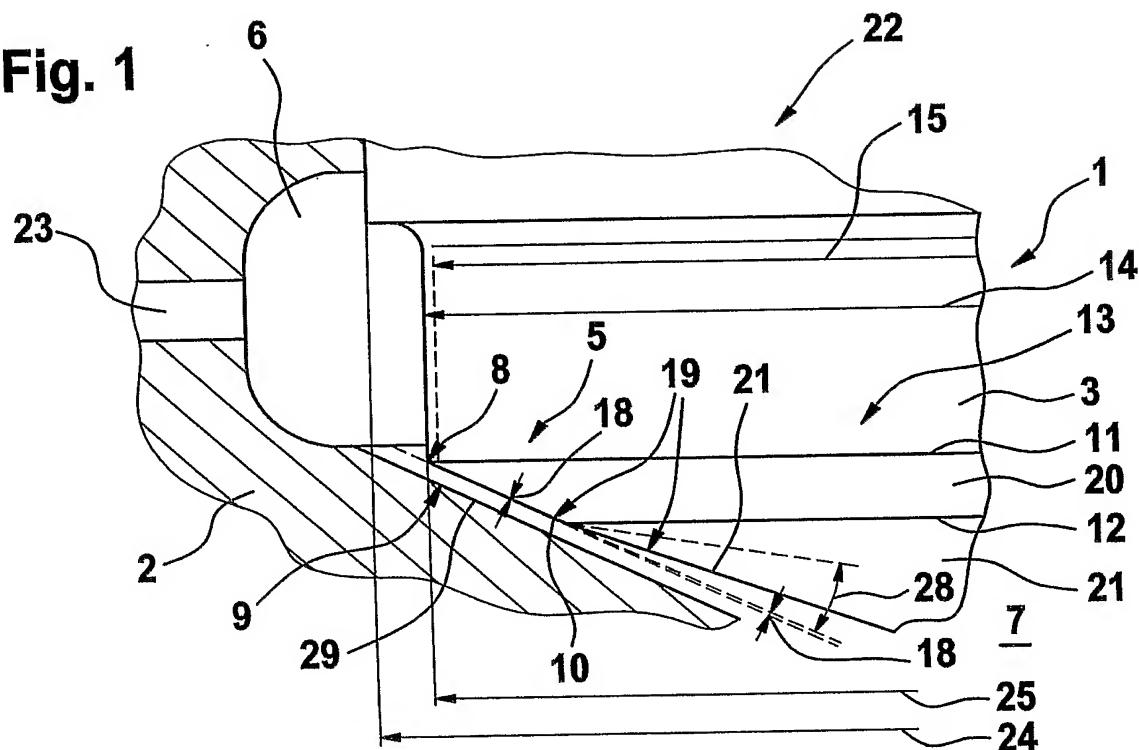
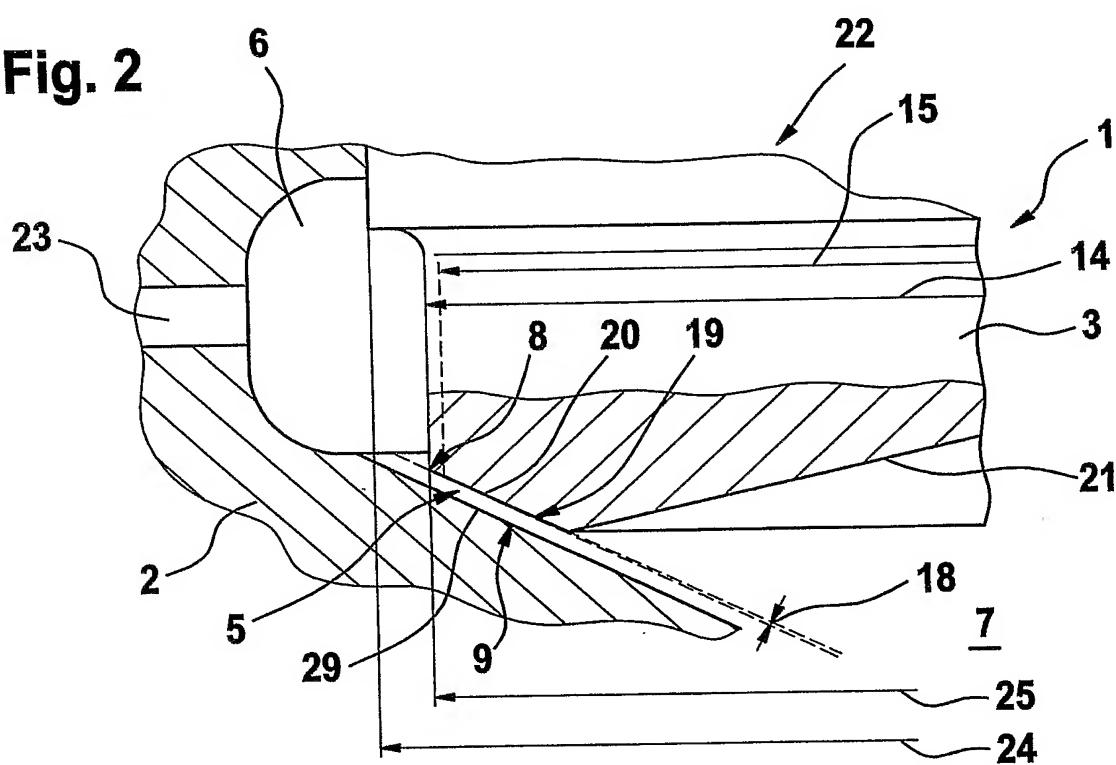


Fig. 2



2 / 6

Fig. 3

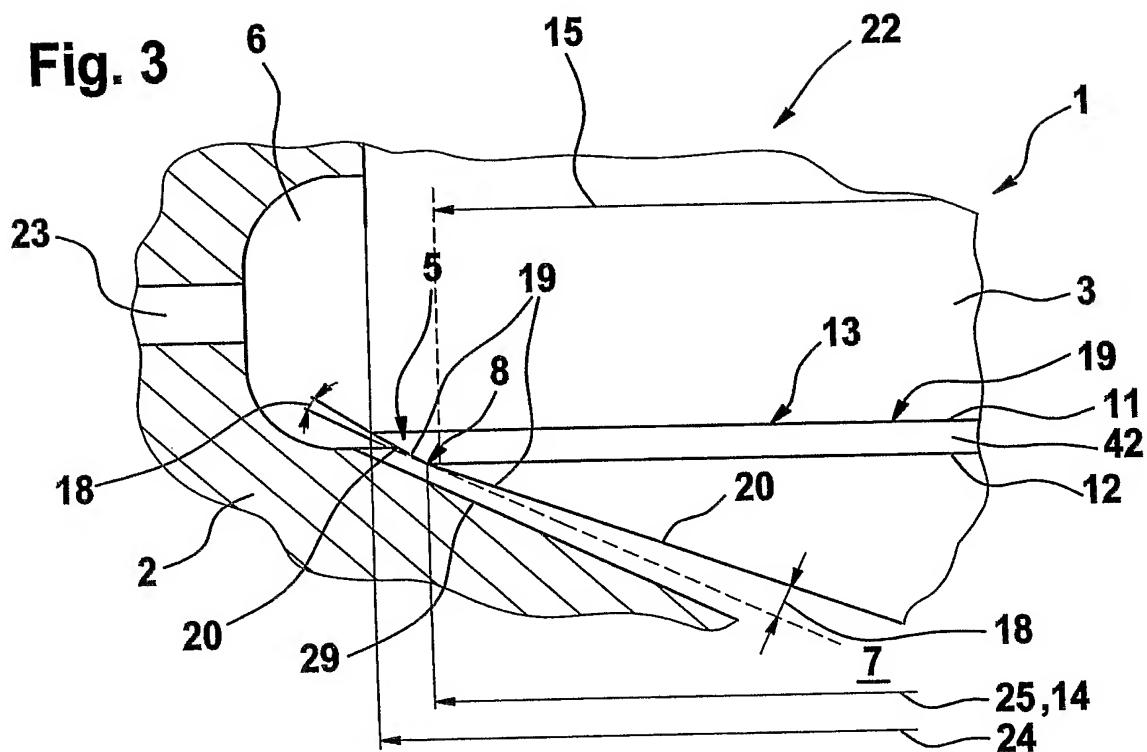
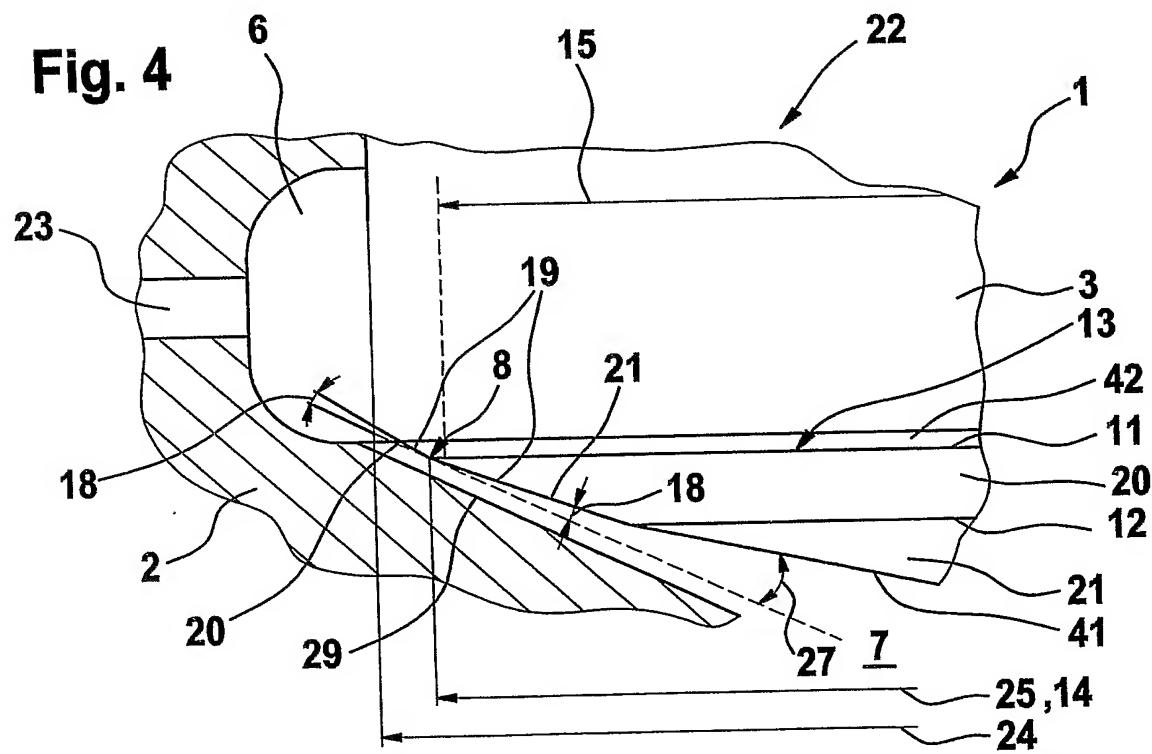
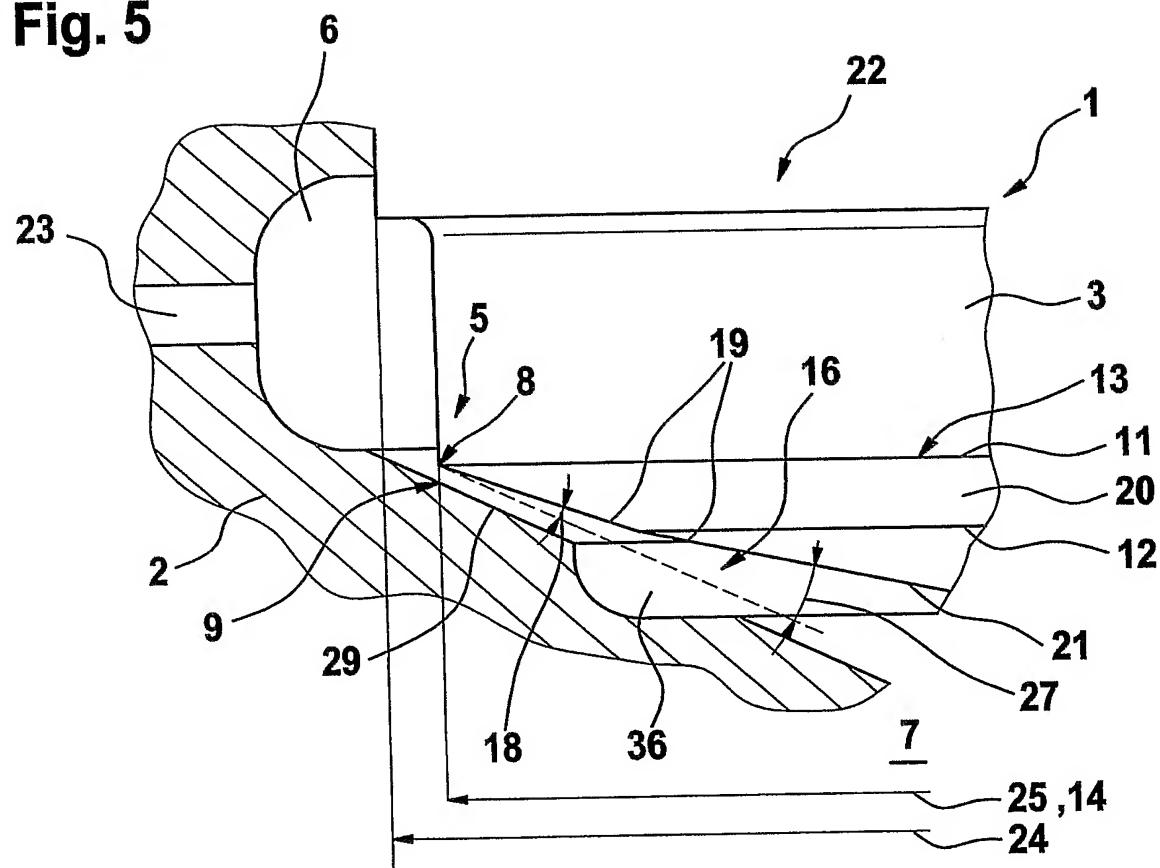


Fig. 4



3 / 6

Fig. 5



4 / 6

Fig. 6

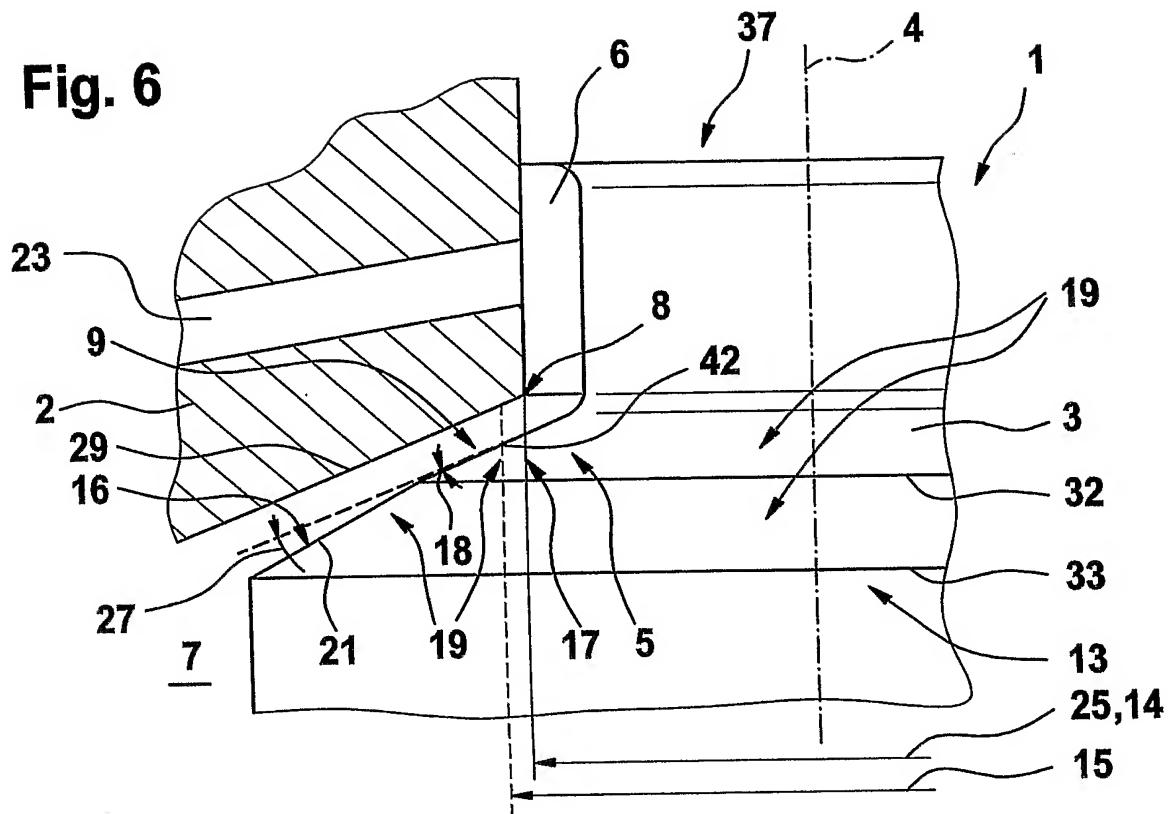
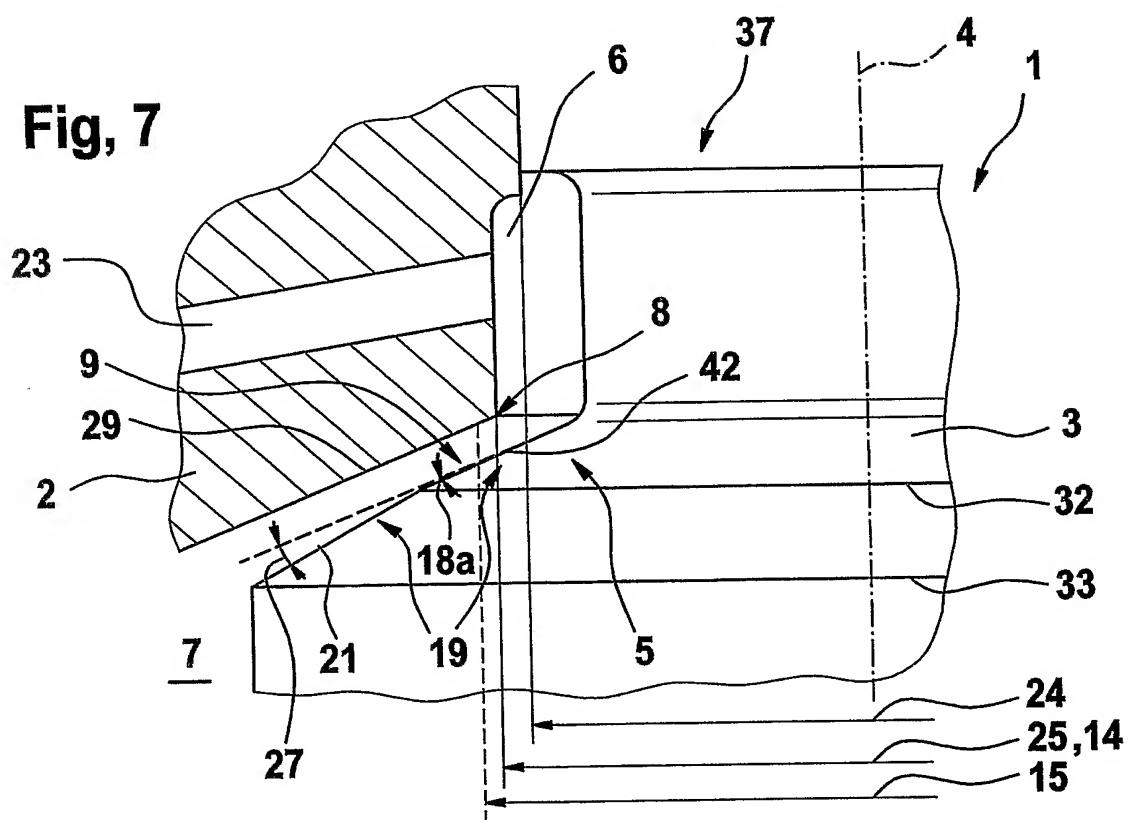


Fig. 7



5 / 6

Fig. 8

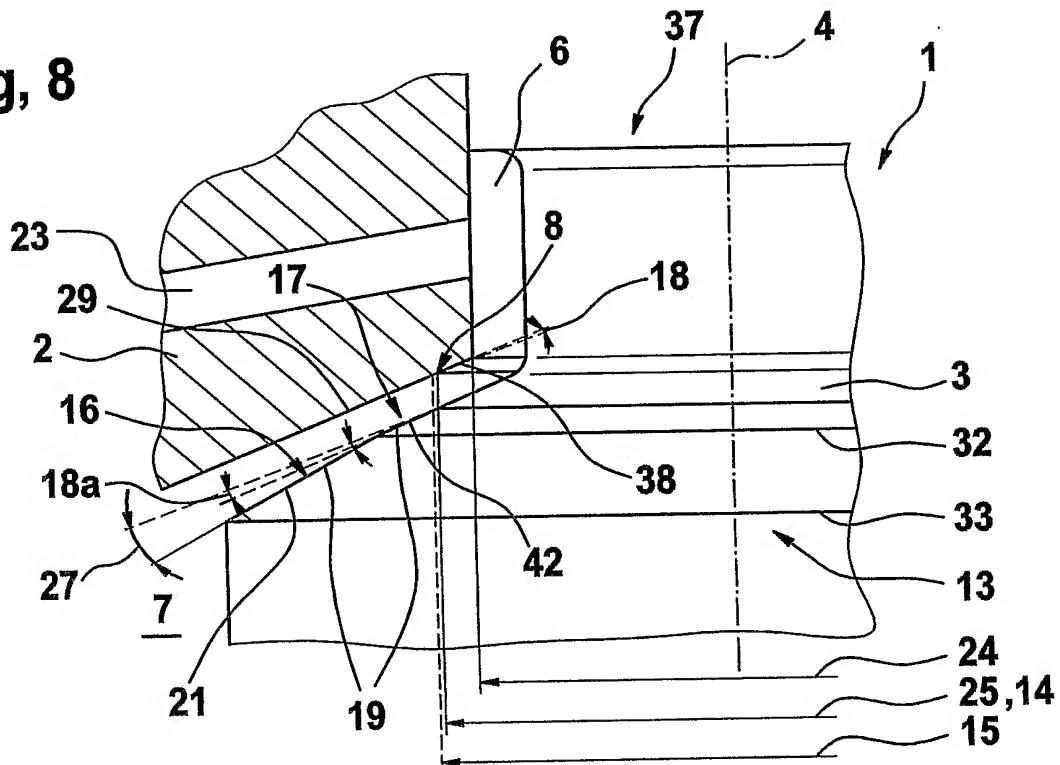
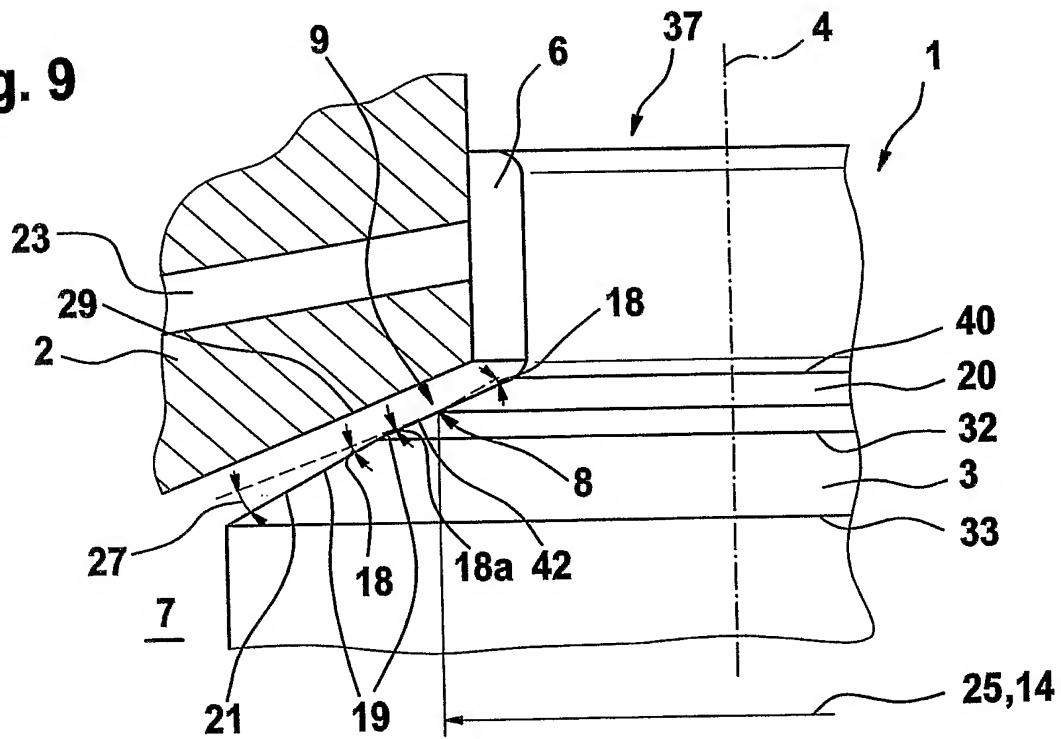


Fig. 9



**Fig. 10**

